

PAT-NO: JP02003113932A

DOCUMENT- IDENTIFIER:

TITLE: AUTOMATIC TRANSMISSION, CONTROLLING METHOD,  
AND AUTOMOBILE

PUBN-DATE: April 18, 2003

INVENTOR- INFORMATION:

NAME	COUNTRY
IBAMOTO, MASAHIKO	N/A
KUROIWA, HIROSHI	N/A
SAKAMOTO, HIROSHI	N/A

ASSIGNEE- INFORMATION:

NAME	COUNTRY
HITACHI LTD	N/A

APPL-NO: JP2001310847

APPL-DATE: October 9, 2001

INT-CL (IPC): F16H061/02, B60K006/02, B60K041/00, B60K041/28,  
B60L011/14  
, B60L015/20, F02D029/00, F02D029/02

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To solve such problems that, in an automatic transmission, when performing power-on shift by only a friction control of a

downshifting is basically impossible, and an active speed-change by a

is needed, however, it is disadvantageous to use the having the maximum engine torque from an economical view point, and to realize speed change by using a power source which are small sized and of low price, thus providing speed change performance with a high cost effectiveness.

SOLUTION: For the engine torque less than a permissible torque, speed change is carried out by the and for that more than the permissible torque, the in combination with a -to operation allows the speed change, when upshifting. When downshifting, a capacity control or an engine torque reducing control allows the speed change.

COPYRIGHT: (C) 2003, JPO

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-113932

(P2003-113932A)

(43)公開日 平成15年4月18日 (2003.4.18)

(51)Int.Cl.  
F 16 H 61/02  
B 60 K 6/02  
41/00  
識別記号  
ZHV  
301

F I  
F 16 H 61/02  
B 60 K 41/00  
301A  
301B  
301C  
301D

テーマコード(参考)  
3D041  
3G093  
3J552  
5H115

審査請求 未請求 請求項の数27 OL (全20頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2001-310847(P2001-310847)

(22)出願日 平成13年10月9日 (2001.10.9)

(71)出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72)発明者 射場本 正彦

茨城県ひたちなか市大字高場2520番地 株式会社日立製作所自動車機器グループ内

(72)発明者 黒岩 弘

茨城県ひたちなか市大字高場2520番地 株式会社日立製作所自動車機器グループ内

(74)代理人 100075096

弁理士 作田 康夫

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 自動変速機、制御方法、自動車

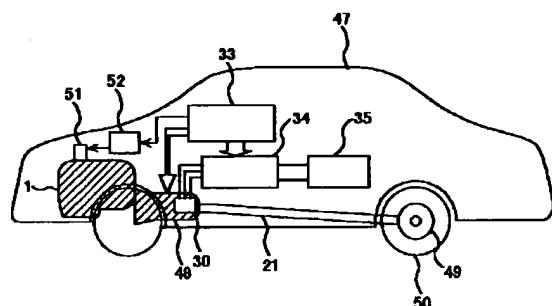
(57)【要約】

【課題】自動変速機においてクラッチの摩擦制御のみによりパワーオンシフトを行うことは、ダウンシフトは原理的に不可能であり、モータによるアクティブ変速が必要である。しかし最大エンジントルクを担うモータを用いることは経済的に不利である。

【解決手段】エンジントルクが許容モータトルク以下の場合にはモータによる変速を行い、それ以上の場合には、アップシフトにおいてはクラッチもクラッチを併用して変速を可能にする。ダウンシフトにおいてはクラッチ容量制御又はエンジントルク低減制御により変速を可能にする。

【効果】小型で安価なモータおよびモータ電源を用いてモータ変速を実現できるので、経済的に高い変速性能が得られる。

図 1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】内燃機関、

該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、該回転電機のトルクと回転数、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、よりなるものにおいて、

前記制御装置は、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ（第2の変速ギヤ）を締結し、

アップシフトする際は前記第2のクラッチの締結圧を中间圧に上げて部分締結させ、前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊締結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とする自動車用自動変速機。

## 【請求項2】内燃機関、

該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、

前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、該回転電機のトルクと回転数、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、よりなるものにおいて、

前記制御装置は、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ（第2の変速ギヤ）を締結し、  
ダウンシフトする際は前記第1のクラッチの締結圧を中间圧に下げて部分締結させ、  
前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、  
10 前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、  
前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、  
前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊締結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とする自動車用自動変速機。  
20 【請求項3】外部信号により出力トルクを制御可能な内燃機関、  
該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、  
30 前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、該回転電機のトルクと回転数、前記内燃機関の出力トルク、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、よりなるものにおいて、  
前記制御装置は、  
前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ（第2の変速ギヤ）を締結し、  
40 ダウンシフトする際は前記内燃機関の出力トルクを低下させ、  
前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、  
前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、  
前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、  
50

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊結すると共に、前記内燃機関の出力トルクを増加させ、

前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とする自動車用自動変速機。

【請求項4】請求項1～3の何れかに記載のものにおいて、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に差動歯車を設け、該差動歯車の第3軸に前記回転電機を接続したことを特徴とする自動車用自動変速機。

【請求項5】請求項1～3の何れかに記載のものにおいて、遊星歯車を設け、該遊星歯車の第1軸を前記第1のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第2軸を前記第2のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第3軸を前記回転電機に接続したことを特徴とする自動車用自動変速機。

【請求項6】内燃機関、

該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、

前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、

該回転電機のトルクと回転数、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、よりなる自動車用自動変速システムにおいて、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ（第2の変速ギヤ）を締結し、

アップシフトする際は前記第2のクラッチの締結圧を中間圧に上げて部分締結させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とす

る自動車用自動変速システム制御方法。

【請求項7】内燃機関、

該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、

前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、該回転電機のトルクと回転数、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、よりなる自動車用自動変速システムにおいて、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ

（第2の変速ギヤ）を締結し、

ダウンシフトする際は前記第1のクラッチの締結圧を中間圧に下げて部分締結させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とする自動車用自動変速システム制御方法。

【請求項8】外部信号により出力トルクを制御可能な内燃機関、

該内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチ、該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチ、該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列、

前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設けた出力軸、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機、

該回転電機のトルクと回転数、前記内燃機関の出力トルク、前記第1第2のクラッチの締結圧および前記第1第2の変速ギヤ列の締結／解放を制御する制御装置、より

なる自動車用自動变速システムにおいて、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の变速ギヤ列の一ギヤ（第1の变速ギヤ）により駆動中に、前記第2の变速ギヤ列の一ギヤ（第2の变速ギヤ）を締結し、

ダウンシフトする際は前記内燃機関の出力トルクを低下させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の变速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の变速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の变速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊締結すると共に、前記内燃機関の出力トルクを増加させ、

前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放することを特徴とする自動車用自動变速システム制御方法。

【請求項9】請求項6～8の何れかに記載のものにおいて、前記自動变速機の前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に差動歯車を設け、該差動歯車の第3軸に回転電機を接続したことを特徴とする自動車用自動变速システム制御方法。

【請求項10】請求項6～8の何れかに記載のものにおいて、前記自動变速機に遊星歯車を設け、該遊星歯車の第1軸を前記第1のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第2軸を前記第2のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第3軸を前記回転電機に接続したことを特徴とする自動車用自動变速システム制御方法。

【請求項11】内燃機関と、自動变速機と、前記内燃機関と前記自動变速機とを制御する制御装置とを有する自動車であって、

前記自動变速機は、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチと、

該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の变速ギヤ列と、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチと、

該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の变速ギヤ列と、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機と、

前記第1の变速ギヤ列および第2の变速ギヤ列に結合する從動ギヤ列を設け、動力を駆動輪に伝達する出力軸と、を有し、

前記制御装置は、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の变速ギヤ列の一ギヤ（第1の变速ギヤ）により駆動中に、前記第2の变速ギヤ列の一ギヤ（第2の变速ギヤ）を締結し、

アップシフトする際は前記第2のクラッチの締結圧を中间圧に上げて部分締結させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の变速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の变速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の变速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊締結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放する自動車。

20 【請求項12】内燃機関と、自動变速機と、前記内燃機関と前記自動变速機とを制御する制御装置とを有する自動車であって、

前記自動变速機は、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチと、

該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の变速ギヤ列と、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチと、

30 該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の变速ギヤ列と、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機と、前記第1の变速ギヤ列および第2の变速ギヤ列に結合する從動ギヤ列を設け、動力を駆動輪に伝達する出力軸と、を有し、

前記制御装置は、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の变速ギヤ列の一ギヤ（第1の变速ギヤ）により駆動中に、前記第2の变速ギヤ列の一ギヤ（第2の变速ギヤ）を締結し、

ダウンシフトする際は前記第1のクラッチの締結圧を中间圧に下げて部分締結させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の变速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の变速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の变速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第

2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊結すると共に、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放する自動車。

【請求項13】内燃機関と、自動変速機と、前記内燃機関と前記自動変速機とを制御する制御装置とを有する自動車であって、

前記内燃機関は外部信号により出力トルクを制御可能であり、

前記自動変速機は、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第1のクラッチと、

該第1のクラッチの出力軸に設けられた第1の変速ギヤ列と、

前記内燃機関の出力を伝達／遮断する第2のクラッチと、

該第2のクラッチの出力軸に設けられた第2の変速ギヤ列と、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に相対的にトルクを印加する回転電機と、

前記第1の変速ギヤ列および第2の変速ギヤ列に結合する従動ギヤ列を設け、動力を駆動輪に伝達する出力軸と、を有し、

前記制御装置は、

前記第1のクラッチが締結、前記第2のクラッチが解放して、前記第1の変速ギヤ列の一ギヤ（第1の変速ギヤ）により駆動中に、前記第2の変速ギヤ列の一ギヤ（第2の変速ギヤ）を締結し、

ダウンシフトする際は前記内燃機関の出力トルクを低下させ、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを漸増することにより、前記第1の変速ギヤの伝達トルクを漸減し、

前記第1の変速ギヤの伝達トルクがほぼ0になったところで前記第1の変速ギヤを解放し、

前記回転電機により前記第2のクラッチの出力軸トルクを保持しながら、前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数を漸近させ、

前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸の回転数が略等しくなったところで前記第2のクラッチを緊結すると共に、前記内燃機関の出力トルクを増加させ、

前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1のクラッチを解放する自動車。

【請求項14】請求項11～13の何れかに記載のものにおいて、前記自動変速機の前記第1のクラッチの出力軸と前記第2のクラッチの出力軸との間に差動歯車を設け、該差動歯車の第3軸に前記回転電機を接続したことを特徴とする自動車。

【請求項15】請求項11～13の何れかに記載のものにおいて、前記自動変速機に遊星歯車を設け、該遊星歯車の第1軸を前記第1のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第2軸を前記第2のクラッチの出力軸に接続し、該遊星歯車の第3軸を前記回転電機に接続したことを特徴とする自動車。

【請求項16】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力軸と、

内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、

前記第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、

前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、

前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、

前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に

配設された回転電機と、を有する自動変速機。

【請求項17】請求項16記載の自動変速機において、前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解

放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってアップシフトする際

は、

前記第2摩擦クラッチが滑り係合され、

前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクが増加されると共に前記第1ギヤの伝達トルクが低減され、

前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合が

解放され、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差が、前記回転電機により調整され、

前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチが締結されると共に前記回転電機の発生トルクが0になって前記第1の摩擦クラッチが解放される自動変速機。

【請求項18】請求項16記載の自動変速機において、前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解

放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトする際

は、

前記第1摩擦クラッチが滑り係合され、

前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクが増加されると共に前記第1ギヤの伝達トルクが低減され、

前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合が

解放され、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差が、前記回転電機により調整され、

前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2

摩擦クラッチが締結されると共に前記回転電機の発生トルクが0になって前記第1の摩擦クラッチが解放される自動変速機。

【請求項19】請求項16記載の自動変速機において、前記内燃機関は、外部信号により出力トルクが制御される内燃機関であって、

前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトする際は、

前記内燃機関の出力トルクが低下され、

前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクが増加されると共に前記第1ギヤの伝達トルクが低減され、

前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合が解放され、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差が、前記回転電機により調整され、

前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチが締結されると共に前記内燃機関の出力トルクが増加され、前記回転電機の発生トルクが0になって前記第1の摩擦クラッチが解放される自動変速機。

【請求項20】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力軸と、内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に配設された回転電機と、を有する自動変速機の制御方法に於いて、

前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってアップシフトする際は、

前記第2摩擦クラッチを滑り係合とし、

前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクを増加させると共に前記第1ギヤの伝達トルクを低減し、前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合を解放し、前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチを締結すると共に前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する自動変速機の制御方法。

【請求項21】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力軸と、内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に配設された回転電機と、を有する自動変速機の制御方法に於いて、

前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトする際は、

前記第2摩擦クラッチを滑り係合とし、前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクを増加させると共に前記第1ギヤの伝達トルクを低減し、前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合を解放し、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差を、前記回転電機により調整し、

前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチを締結すると共に前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する自動変速機の制御方法。

【請求項21】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力

軸と、内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に配設された回転電機と、を有する自動変速機の制御方法に於いて、

前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトする際は、

前記第1摩擦クラッチを滑り係合とし、前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクを増加すると共に前記第1ギヤの伝達トルクを低減し、前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合を解放し、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差を、前記回転電機により調整し、前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチを締結すると共に前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する自動変速機の制御方法。

【請求項22】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力軸と、内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に配設された回転電機と、を有する自動変速機の制御方法に於いて、

前記内燃機関は、外部信号により出力トルクが制御される内燃機関であって、前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってアップシフトする際は、

前記第2摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトする際は、

前記内燃機関の出力トルクを低下させ、前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクを増加すると共に前記第1ギヤの伝達トルクを低減し、前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合を解放し、

前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差を、前記回転電機により調整し、

前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチを締結すると共に前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する自動変速機の制御方法。

【請求項23】第1ギヤ列が配設された第1変速機入力

摩擦クラッチを締結すると共に前記内燃機関の出力トルクを増加し、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する自動変速機の制御方法。

【請求項23】外部信号により其の出力トルクが制御される内燃機関と、自動変速機と、前記内燃機関と前記自動変速機とを制御する制御装置とを有する自動車であつて、

前記自動変速機は、第1ギヤ列が配設された第1変速機入力軸と、内燃機関の出力を前記第1変速機入力軸に伝達し得る第1摩擦クラッチと、第2ギヤ列が配設された第2変速機入力軸と、前記内燃機関の出力を前記第2変速機入力軸に伝達し得る第2摩擦クラッチと、前記第1ギヤ列および第2ギヤ列に結合する第3ギヤ列が配設された変速機出力軸と、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸との間に配設された回転電機と、を有する自動変速機と、を有し、

前記制御装置は、前記内燃機関の出力トルクを低下させ、前記回転電機により前記第2変速機入力軸トルクを増加すると共に前記第1ギヤの伝達トルクを低減し、前記第1ギヤの伝達トルクが第1の値以下になったところで前記第1ギヤと前記第3ギヤ列の第3ギヤの係合を解放し、前記第1変速機入力軸回転数と前記第2変速機入力軸の回転数との差を、前記回転電機により調整し、前記回転数差が第2の値以下になったところで前記第2摩擦クラッチを締結すると共に前記内燃機関の出力トルクを増加し、前記回転電機の発生トルクを0にして前記第1の摩擦クラッチを解放する、ことによって、

前記第1摩擦クラッチが締結且つ前記第2クラッチが解放している場合に於いて前記第1ギヤ列の第1ギヤにより前記変速機が駆動されているとき、前記第2ギヤ列の第2ギヤへ締結することによってダウンシフトを行う自動車。

【請求項24】前記第1変速機入力軸および前記第2変速機入力軸とは直角に前記回転電機の軸を配設し、前記第1変速機入力軸、前記第2変速機入力軸、前記回転電機のそれぞれに差動歯車を配設し、前記各差動歯車を噛み合わせることによって、前記第1変速機入力軸と前記第2変速機入力軸とを前記回転電機によって接続することを特徴とする請求項16～23の何れかに記載の自動変速機、自動変速機の制御方法、自動車。

【請求項25】前記自動変速機に遊星歯車を配設し、該遊星歯車の第1軸を前記第1入力軸に接続し、該遊星歯車の第2軸を前記第2入力軸に接続し、該遊星歯車の第3軸を前記回転電機に接続したことを特徴とする請求項16～23の何れかに記載の自動変速機、自動変速機の制御方法、自動車。

【請求項26】請求項1乃至25の何れかにおいて、前記第1の変速ギヤ列又は前記第1ギヤ列が奇数ギヤ段であることを特徴とする自動変速機、制御方法、自動

車。

【請求項27】請求項1乃至25の何れかにおいて、前記第1の変速ギヤ列又は前記第1ギヤ列が偶数ギヤ段であることを特徴とする自動変速機、制御方法、自動車。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は自動車用自動変速機及びその制御方法に関する。

10 【0002】

【従来の技術】従来の自動変速機は遊星歯車式あるいは平行軸式変速機構が用いられ、変速比の異なるギヤ段に個別に設けられたクラッチを選択的に締結して変速する方法が一般的であって、例えば特開平10-89456号公報に記載のものがある。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術を解析した結果は以下の通りである。この解析結果は従来技術をそのまま述べたものではなく、あくまで解析結果である。

【0004】シフトアップする場合は、次段クラッチを締結開始して部分締結状態でトルク伝達力を次第に増していくと、前段クラッチの伝達トルクが次第に減少するいわゆるトルクフェーズのトルク遷移が起こり、全トルクが次段クラッチに遷移したときに前段クラッチを解放すると、エンジン回転数が次段ギヤの入力回転数に向けて減少するいわゆるイナーシャフェーズの回転数遷移が起こる。

30 【0005】シフトダウンする場合は、次段クラッチの伝達トルクを増加させても、エネルギーボテンシャルの低いギヤからエネルギーボテンシャルの高いローギヤへのトルク遷移を行うことは原理的にできないので、初めに前段クラッチを滑らせてエンジン回転数を上昇させる回転数遷移を行い、次段クラッチが同期したところでクラッチを掛け変えてトルク遷移を行う。

【0006】このように従来の変速制御においては、クラッチの摩擦制御によりトルクフェーズにおけるトルク遷移や、イナーシャフェーズにおける慣性エネルギーの放出を行っていた。しかしこの方法ではクラッチ板の摩擦による損傷が生じて寿命が短くなるという不都合があった。またこの方法によればトルク伝達力の加減を摩擦力の調整によって行うが、摩擦力は滑り速度に対して負性抵抗特性を有しているので、トルク伝達力を所定の値に安定に制御することは極めて難しく、ジャダが発生して変速ショックを生じたり、ひどい場合にはクラッチ板が波状に摩耗して損傷することさえあった。

【0007】特にアクセルペダルを踏み込んで加速しようとするときのダウンシフトにおいては、原理的に初めにトルク遷移を行うことができないので、仕方なく回転数合わせを先に行って低速段のクラッチを接続してから

13

トルク遷移を行うため、踏み込んでからトルクが出てくるまでの応答が遅く運転性が悪い。

【0008】本発明の目的はかかる不都合をなくし、摩擦のみに頼らない滑らかで応答性のよい変速制御を行なながら、電動走行および回生制動も可能にする自動車用変速制御システムを提供することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の目的は、内燃機関の動力を第1のクラッチおよび第1の変速ギヤを介して駆動軸に伝達する第1の動力伝達経路と、前記内燃機関の動力を第2のクラッチ、および前記第1の変速ギヤとは変速比の異なる第2の変速ギヤを介して駆動軸に伝達する第2の動力伝達経路と、前記第1のクラッチの出力軸、および前記第2のクラッチの出力軸に、それぞれ相対的にトルクを伝達する回転電機とを設け、変速時のトルク遷移を回転電機の発生トルクにより、イナーシャフェーズの回転数遷移を回転電機の回転数制御により行なうことで達成され、クラッチの摩擦制御のみに頼らない滑らかで応答性のよい変速制御を行うことができるものである。

【0010】

【発明の実施の形態】最初に本発明の第1の実施形態について説明する。

【0011】図1は変速機を搭載した自動車の構成を示す概念図である。自動車47のエンジン1には変速機48が接続され、その出力軸21はデファレンシャルギヤ49を介してタイヤ50を駆動する。変速機48の中には電動機30が内蔵されている。該電動機30にはモータ制御装置34が接続され、該モータ制御装置34の電源としてバッテリ35が搭載されている。

【0012】エンジン1には電子制御スロットル弁51が設けられており外部からの要求信号でエンジン出力を制御することが出来る。

【0013】変速制御装置33はモータ制御装置34を介して電動機30のトルクや回転数を制御すると共に、エンジン制御装置52および電子制御スロットル弁51を介してエンジン1の出力を制御する。また後述するシフトアクチュエータ26～29およびクラッチアクチュエータ53, 54に対して動作を指令する。

【0014】図2に変速機48の構成を示す。エンジン1の出力軸2にクラッチ5, 6が取り付けられている。クラッチはいわゆるツインクラッチを形成し、第1クラッチ5の出力が外側シャフト7に、第2クラッチ6の出力が内側シャフト8になるように同軸状に配置され（中空二軸構造）、両クラッチのエンジン側の摩擦板は一体的に形成されている。各クラッチ5, 6はクラッチアクチュエータ53, 54により、個別に締結圧が制御されて締結する。クラッチアクチュエータ53, 54は油圧、空気圧あるいは機械的な押し付け力を発生するもの\*

$$T_o = G1 \times T1 + G2 \times T2$$

14

\*の何れでもよい。

【0015】第1クラッチ5の出力軸（変速機入力軸、以下同様）7には1速ギヤ10, 3速ギヤ12および5速ギヤ14が回転自在に取り付けられ、第2クラッチ6の出力軸（変速機入力軸、以下同様）8には2速ギヤ16および4速ギヤ18および後退ギヤ20が回転自在に取り付けられている。これらの変速ギヤ10, 12, 14, 16, 18, 20に噛み合っている各段の従動ギヤは、出力軸6上に配置されている。変速ギヤ10, 12, 14, 16, 18, 20には各々シンクロメッシュ機構付の噛合いクラッチ9, 11, 13, 15, 17, 19が付いており、各々の入力軸に結合するようになっている。噛合いクラッチ9, 11, 13, 15, 17, 19はそれぞれシフトフォーク22～25により目的のギヤの方にスライドして噛み合う。シフトフォーク22～25は各シフトアクチュエータ26～29により駆動される。図2では個別のシフトアクチュエータを用いた例を示したが、目的のシフトフォークを選択して1個のシフトアクチュエータによりスライドさせても良い。

20 【0016】このようなツインクラッチ式自動変速機の構成に関して、ギヤ配列や噛み合いクラッチの位置が類似する構造のものが例えば特開平10-89456号に示されている。しかしこれはあくまでクラッチの摩擦制御のみにより変速させるものである。

【0017】図2においては両クラッチの出力軸7と8の間にモータ30を接続し、モータ30の発生トルクを両クラッチの出力軸7, 8に相対的に加えるのが特徴である。即ち、出力軸7, 8を互いに逆回転させるように回転電機が作用する（以下、同様）。図2ではクラッチ出力軸7にモータのステータを、クラッチ出力軸8にモータのロータを接続してある。このようにするとモータ30は接続ギヤ等を用いることなく両クラッチの出力軸7, 8に接続され、最もシンプルな構成で実現することができる。

30 【0018】図3は図2の変速機のクラッチ出力軸7, 8を同軸ではなく個別に配置したものであるが、構造が異なるだけで動作は図2の場合と同じである。このような構成にするとモータ30をクラッチ出力軸7, 8に直接接続することは出来ないので、傘歯車31, 32を用いて各クラッチ出力軸7, 8に結合してある。

【0019】図3の方が判りやすいので図3を用いて動作原理を説明する。本実施形態においては、従来は使わなかった走行中以外の変速ギヤの噛合いクラッチを結合させる。両クラッチの出力軸7, 8に結合した変速ギヤのギヤ比をG1, G2とし、第1クラッチ5の出力軸7のトルクをT1, 第2クラッチ6の出力軸8のトルクをT2とすると、変速機出力軸21のトルクT<sub>o</sub>は（1）式で表される。

【0020】

… (式1)

15

第1クラッチ5を締結、第2クラッチ6を解放した状態で走行している場合、モータ30のトルクがB点からA\*まで

$$T_1 = T_e + T_m$$

$$T_2 = -T_m$$

これを(1)式に代入して出力軸トルク $T_o$ を求める

下式が得られる。

※

$$T_o = G_1 T_e + (G_1 - G_2) T_m \quad \cdots (式4)$$

第1クラッチ5を解放、第2クラッチ6を締結した状態★ ★の場合は対称的な式となり、

$$T_1 = T_m \quad \cdots (式5)$$

$$T_2 = T_e - T_m \quad \cdots (式6)$$

これより出力軸トルク $T_o$ を求める

$$T_o = G_2 T_e + (G_1 - G_2) T_m \quad \cdots (式7)$$

すなわちエンジンに直結したクラッチおよび変速ギヤを通して出力軸を駆動する本来のトルクに加えて、モータトルクにギヤ比の差( $G_1 - G_2$ )を掛けたトルクが出力軸に重畠されることになる。モータトルクは正負自在に制御できるから、目的に合わせてエンジンに直結していない方のギヤ比を選択し、目的に合わせてモータトルクの極性と大きさを制御すればよい。

【0024】図4にモータ制御系を示す。モータ30は例えば永久磁石同期電動機であれば、モータ制御装置34により3相交流U, V, Wを供給される。モータ制御装置34のインバータの各相アームには高速スイッチング素子37が設けられ、バッテリ35の直流電圧を可変周波数の3相交流に変換する。インバータ制御装置36は、変速制御装置33からのトルク指令および回転数指令を受けてインバータの通流率を制御すると共に、各アームの電流センサ38の出力および回転子の角度検出用位置センサ39の出力をフィードバックして、モータ30のトルクと回転数を指令通りになるように制御する。このような制御はパワーエレクトロニクスの分野で公知の技術であるので詳しい説明は省略する。

【0025】このようにモータ制御装置34により、モータのトルクと回転数が図5に示すようないわゆる4象限制御される。例えば1→2変速の場合、変速前にはモータ30は第1クラッチ出力軸7の回転数N1と第2クラッチ出力軸8の回転数N2の差の回転数(N1-N2)で回っているが、トルクを発生していないので動作点は図5のA点にある。後述するように変速のためにモータトルクを発生させると動作点はB点またはH点の方へ移動する。

【0026】なお、このような4象限制御を行うことができるものであれば、電動機の種類は永久磁石同期電動機に限られたものではなく誘導電動機や直流電動機であってもよいことは言うまでもない。

【0027】以下このモータ30を使って変速制御を行う方法について説明する。

【0028】初めにモータトルク $T_m$ がエンジントルク $T_e$ 以上の値を発生可能な場合について述べ、その後モータトルク $T_m$ がエンジントルク $T_e$ に満たない値しか◆50

16

\*点に向かう方向を正とすると下式が成り立つ。

【0021】

…(式2)

…(式3)

※【0022】

※

$$T_o = G_1 T_e + (G_1 - G_2) T_m \quad \cdots (式4)$$

第1クラッチ5を解放、第2クラッチ6を締結した状態★ ★の場合は対称的な式となり、

$$T_1 = T_m \quad \cdots (式5)$$

$$T_2 = T_e - T_m \quad \cdots (式6)$$

これより出力軸トルク $T_o$ を求める

$$T_o = G_2 T_e + (G_1 - G_2) T_m \quad \cdots (式7)$$

◆発生できない場合について説明する。

【0029】図6は変速制御を行う制御システムのフローチャートである。アップシフトもダウンシフトも同じ手順で制御することができる。図7に1→2アップシフト、2→1ダウンシフトを例に各Stepにおける動作のタイムチャート示す。

【0030】Step1で所定の増加率でモータトルクを増加すると、次段ギヤの入力トルクが増加し前段ギヤの入力トルクが減少する。これはトルクフェーズと呼ばれるトルク遷移過程である。

【0031】1→2または3→4アップシフトの場合、変速直前にはモータの動作点は図5のA点にある。モータトルクを負の方向に増加させるのでモータ動作点はB点の方向へ移動する。このとき(3)式により変速ギヤ16または18の入力トルク $T_2$ が増加し、(2)式により変速ギヤ10または12の入力トルク $T_1$ が減少し、B点において $T_m = -T_e$ に達すると $T_1 = 0, T_2 = T_e$ となる。

【0032】2→3または4→5アップシフトの場合、N2>N1であるので変速直前にはモータ動作点は図5のD点にある。モータトルクを正の方向に増加させるとモータ動作点はE点の方向へ移動する。(5)式により変速ギヤ12または14の入力トルク $T_1$ が増加し、(6)式により変速ギヤ16または18の入力トルク $T_2$ が減少し、D点において $T_m = T_e$ に達すると $T_1 = T_e, T_2 = 0$ となる。

【0033】4→3または2→1ダウンシフトの場合、モータ動作点はA点からH点の方向へ移動する。モータトルクを正の方向に増加させると、(5)式により変速ギヤ12または10の入力トルク $T_1$ が増加し、(6)式により変速ギヤ18または16の入力トルク $T_2$ が減少し、H点において $T_m = T_e$ に達すると $T_1 = T_e, T_2 = 0$ となる。

【0034】5→4または3→2ダウンシフトの場合、モータ動作点はD点からG点の方向へ移動する。モータトルクを負の方向に増加させると、(3)式により変速ギヤ18または16の入力トルク $T_2$ が増加し、(2)式により変速ギヤ14または12の入力トルク $T_1$ が減

少し、G点において $T_m = -T_e$ に達すると $T_1 = 0$ 、 $T_2 = T_e$ となる。

【0035】Step2で変速制御装置33はトルクフェーズの終了判定を行う。前段ギヤの入力トルクが0になつたことを判定するものであるが、前段ギヤの入力トルクを直接検出することが出来ない場合が多いので、電動機の実トルクがエンジントルクの絶対値と等しくなつたとき( $|T_m| = |T_e|$ )に前段ギヤの入力トルク=0と看做すことができる。このためにはエンジントルク $T_e$ を検出あるいは計算によって求めておく必要があるが、その具体的手段は例えば本出願人によって出願された特開平5-240073号、特開平6-317242号等に開示した技術を利用することができる。

【0036】Step3で変速制御装置33が前段のシフトアクチュエータを動作させて前段ギヤを解放する。前段ギヤが解放されるとエンジン回転数は変化できるようになる。

【0037】Step4で変速制御装置33がモータ回転数低減指令を発生すると、エンジン回転数が次段ギヤの入力回転数に向かって変化する。これはイナーシャフェーズと呼ばれる回転数遷移過程である。

【0038】1→2または3→4アップシフトの場合、 $T_m = -T_e$ に保ったままモータ回転数を低減すると、第1クラッチ出力軸7の入力回転数が下がる。このとき図5のモータ動作点はB点からC点に移動する。2→3または4→5アップシフトの場合、 $T_m = T_e$ に保ったままモータ回転数を低減すると、第2クラッチ出力軸8の入力回転数が下がる。このときモータ動作点はE点からF点に移動する。

【0039】4→3または2→1ダウンシフトの場合、 $T_m = T_e$ に保ったままモータ回転数を低減すると、第2クラッチ出力軸8の入力回転数が上がる。このときモータ動作点はH点からF点に移動する。5→4または3→2ダウンシフトの場合、 $T_m = -T_e$ に保ったままモータ回転数を低減すると、第1クラッチ出力軸7の入力回転数が上がる。このときモータ動作点はG点からC点に移動する。

【0040】Step5で変速制御装置33はイナーシャフェーズ終了判定を行うが、エンジン回転数が次段ギヤの\*

$$T_1 = (T_e - T_c) + T_m \quad \cdots (式8)$$

$$T_2 = T_c - T_m \quad \cdots (式9)$$

これらを(1)式に代入して出力軸トルク $T_o$ を求める  
と下式が得られる。

$$T_o = G_1 T_e + (G_1 - G_2) (T_m - T_c) \quad \cdots (式10)$$

第2クラッチ6を締結、第1クラッチ5を部分締結状態★ ★にした場合は対称的な式となり、

$$T_1 = T_c + T_m \quad \cdots (式11)$$

$$T_2 = (T_e - T_c) - T_m \quad \cdots (式12)$$

これより出力軸トルク $T_o$ を求める下式が得られる。☆ ☆【0050】

$$T_o = G_2 T_e + (G_1 - G_2) (T_m + T_c) \quad \cdots (式13)$$

ダウンシフトの場合には次段クラッチではなく前段クラッチを部分締結状態にするので、第1クラッチ5を解

\*入力回転数に等しくなつたことにより判定する。各ギヤの入力回転数を直接検出することができない場合には、モータの回転数 $N_m$ が0になったことで判定してもよい。

【0041】Step6で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて次段クラッチ5または6を締結する。

【0042】Step7で変速制御装置33がモータトルク低減指令を発生して、モータトルクを0にすると、第1クラッチ5または第2クラッチ6を伝達していたエンジントルク $T_e$ が、反対側のクラッチに移動するいわゆるクラッチ掛け換えが行われる。このとき図5のモータ動作点はC点又はF点から0点に移動する。

【0043】Step8で変速制御装置33はモータトルク $T_m$ が0になったことにより第2トルクフェーズの終了を判定する。

【0044】Step9で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて前段クラッチを解放する。

【0045】以上はモータトルクだけでトルクフェーズのトルク遷移過程を実現できる場合であるが、次にモータトルクが不足している場合の変速制御について説明する。

【0046】この場合にはアップシフトとダウンシフトで手順が多少異なる。アップシフトは入力仕事率の高い方から低い方への変速であるから、クラッチだけでトルクを遷移できるのに対して、ダウンシフトは仕事率の低い方から高い方への変速であるから、クラッチのようなパッシブな要素ではトルクが遷移できないからである。したがって第1トルクフェーズはモータで受け持つことができるトルク範囲に限定されるので、モータトルクが不足している場合にはクラッチ容量を低減してエンジンからの伝達トルクをモータトルクに見合った値にまで下げる必要になる。

【0047】第1クラッチ5を締結、第2クラッチ6を部分締結状態、即ち、締結圧を中間圧にして滑り係合状態(以下、同様)にした場合、部分締結状態の伝達トルクを $T_c$ とすると下式が成り立つ。

#### 【0048】

$$\cdots (式8)$$

$$\cdots (式9)$$

※【0049】

※

$$T_o = G_1 T_e + (G_1 - G_2) (T_m - T_c) \quad \cdots (式10)$$

$$T_1 = T_c + T_m \quad \cdots (式11)$$

$$T_2 = (T_e - T_c) - T_m \quad \cdots (式12)$$

19

20

放、第2クラッチ6を部分締結状態にした場合、部分締結状態の伝達トルクをTcとすると、Teの代りにTc\* \*を用いて下式が成り立つ。

$$T1 = Tm$$

…(式14)

$$T2 = Tc - Tm$$

…(式15)

これより出力軸トルクToを求めると下式が得られる。※※【0052】

$$To = G2 Tc + (G1 - G2) Tm$$

…(式16)

第2クラッチ6を解放、第1クラッチ5を部分締結状態★★にした場合は対称的な式となり、

$$T1 = Tc + Tm$$

…(式17)

$$T2 = -Tm$$

…(式18)

これより出力軸トルクToを求めると下式が得られる。☆10☆【0053】

$$To = G1 Tc + (G1 - G2) Tm$$

…(式19)

図8にアップシフト制御システムのフローチャートを、図9にダウンシフト制御システムのフローチャートを示す。また図10に1→2アップシフト、2→1ダウンシフトを例に各Stepにおける動作のタイムチャートを示す。

【0054】変速制御装置33の内部で変速指令が発せられると、Step1で前段のクラッチアクチュエータに解放指令を小さく与えておく。これは噛合いクラッチの伝達トルクがほぼ0に近づいたときに解放させるためである。

【0055】Step2でクラッチ容量の設定を行うが、アップシフトの場合には図8のように次段クラッチの容量を増加させる方向に、ダウンシフトの場合には逆に図9のように前段クラッチの容量を低減する方向に変化させる。

【0056】Step3で変速制御装置33が所定の増加率でモータトルクを増加させる、即ち、クラッチ出力軸トルクを漸増させる(以下、同様)。これにより第1トルクフェーズのトルク遷移が行われ、次段ギヤの入力トルクが増加し前段ギヤの入力トルクが減少する。

【0057】1→2または3→4アップシフトの場合、クラッチ容量を増加させモータトルクを負の方向に増加させると、(9)式により変速ギヤ16または18の入力トルクT2が増加し、(8)式により変速ギヤ10または12の入力トルクT1が減少する。2→3または4→5アップシフトの場合、クラッチ容量を増加させモータトルクを正の方向に増加させると、(11)式により変速ギヤ12または14の入力トルクT1が増加し、

(12)式により変速ギヤ16または18の入力トルクT2が減少する。

【0058】4→3または2→1ダウンシフトの場合、モータトルクを正の方向に増加させると、(14)式により変速ギヤ12または10の入力トルクT1が増加し、(15)式により変速ギヤ18または16の入力トルクT2が減少する。5→4または3→2ダウンシフトの場合、モータトルクを負の方向に増加させると、(18)式により変速ギヤ18または16の入力トルクT2が増加し、(17)式により変速ギヤ14または12の入力トルクT1が減少する。

◆【0059】Step2とStep3を繰り返すと、アップシフトではいわゆる「クラッチtoクラッチ」制御が重畠されるので前段ギヤから次段ギヤへのトルク遷移が起り、前段ギヤトルクが0に近づく。このとき次段クラッチのトルク容量をTcとすると、モータの受け持つトルクは(Te - Tc)である。ダウンシフトの場合は前段クラッチトルク容量Tcが低減するので、エンジントルクTeがTcに低減したのと同じであり、相対的にモータトルクTmの方が大きくなると前段ギヤトルクを0に近づけることが出来る。

【0060】前段ギヤトルクが0に近づくと、Step1で設定しておいたクラッチアクチュエータが動作して噛合いクラッチを解放する。

【0061】Step4で変速制御装置33は、噛合いクラッチアクチュエータの図示しない位置センサ或いは位置スイッチが解放位置に来たことにより、トルクフェーズの終了を判定する。前段ギヤが解放されるとエンジン回転数は変化できるようになる。

【0062】Step5で変速制御装置33がモータ回転数を低減すると、エンジン回転数が次段ギヤの入力回転数に向かって変化する。即ち、前段クラッチの回転数が次段クラッチの回転数に漸近する。これはイナーシャフェーズと呼ばれる回転数遷移過程である。

【0063】1→2または3→4アップシフトの場合、次段クラッチの出力軸トルクを保持したまま、即ち、Tm = -(Te - Tc)に保ったまま(以下、同様)モータ回転数を低減すると、第1クラッチ出力軸7の入力回転数が下がる。2→3または4→5アップシフトの場合、Tm = (Te - Tc)に保ったままモータ回転数を低減すると、第2クラッチ出力軸8の入力回転数が下がる。

【0064】4→3または2→1ダウンシフトの場合、Tm = Tcに保ったままモータ回転数を低減すると、第2クラッチ出力軸8の入力回転数が上がる。5→4または3→2ダウンシフトの場合、Tm = -Tcに保ったままモータ回転数を低減すると、第1クラッチ出力軸7の入力回転数が上がる。

【0065】Step6で変速制御装置33はイナーシャフェーズ終了判定を行うが、エンジン回転数が次段ギヤの

21

入力回転数に等しくなったことにより判定する。各ギヤの入力回転数を直接検出することができない場合には、モータの回転数Nmが0になったことで判定してもよい。

【0066】Step7で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて次段クラッチ5または6を締結する。

【0067】Step8で変速制御装置33がモータトルクを低減し、モータトルクが0になると、第1クラッチ5または第2クラッチ6を伝達していたエンジントルクTeが、反対側のクラッチに移動するいわゆるクラッチ掛け換えが行われる。

【0068】Step9で変速制御装置33は、モータトルクTmが0になったことにより第2トルクフェーズの終了を判定する。

【0069】Step10で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて前段クラッチを解放する。

【0070】本実施形態によれば、モータトルクがエンジントルクを上回る場合には完全な電動変速が可能であり、アップシフトの場合、イナーシャフェーズにおける慣性エネルギーは電動機を通してバッテリに回生される。ダウンシフトの場合は、次段ギヤの入力回転数のほうが前段ギヤの入力回転数よりも高いのでボテンシャルエネルギーを上げる変速であり、イナーシャフェーズにおける慣性エネルギーは電動機を通してバッテリから供給することになる。

【0071】図7および図10には比較のため従来の自動変速機の変速時の各部トルクと回転数を示してある。従来の変速機はパッシブな素子であるクラッチの摩擦制御だけで変速を行うので、ボテンシャルエネルギーを下げるアップシフトには対応できるが、ボテンシャルエネルギーを上げるダウンシフトには対応できない。

【0072】そのため従来のダウンシフトは仕方なく初めて前段クラッチを滑らせて回転数遷移を行い、次段ク\*

$$T1 = Tm$$

$$T2 = Te d - Tm$$

これより出力軸トルクToを求める下式が得られる。※※【0078】

$$To = G2 Te d + (G1 - G2) Tm \quad \dots (式22)$$

第2クラッチ6を解放、第1クラッチ5を締結状態にし★★た場合は対称的な式となり、

$$T1 = Te d + Tm \quad \dots (式23)$$

$$T2 = - Tm \quad \dots (式24)$$

これより出力軸トルクToを求める下式が得られる。☆☆【0079】

$$To = G1 Te d + (G1 - G2) Tm \quad \dots (式25)$$

図12に2→1ダウンシフトを例に各Stepにおける動作のタイムチャートを示す。

【0080】Step1は図9の動作と同じである。

【0081】Step2で変速制御装置33はエンジン制御装置52に対してエンジン出力トルク低減要求信号を出して、エンジントルクをモータで出し得るトルク以下に低減させる。モータで出し得るトルクはバッテリ電圧・◆50

22

\* ラッチを同期させてトルク遷移を行っている。このためトルク遷移が急激に生じて「突き上げ」と呼ばれる変速ショックが発生しやすく、その対策のためにトルク遷移に合わせてエンジントルクを低減する制御が必要であった。

【0073】本実施形態においてもモータトルクがエンジントルクを下回る場合には完全な電動変速が出来ず、多少のイナーシャトルクが出力軸に現れるが、図7および図10から判る通り従来変速と電動変速の中間特性を示し、変速ショックは大幅に緩和される。このように「電動変速」と「クラッチモードクラッチ変速」を併用した制御が可能になるので、安価な小容量のモータを用いて、例えばモータトルクを最大エンジントルクの半分程度に設計すれば、通常用いるアクセル開度2/8~3/8程度の走行では完全電動変速により完全ショックレスの変速性能が得られ、たまに用いる高出力走行時には電動・クラッチ併用変速により従来より滑らかな変速が実現でき、変速システムのコスト低減に貢献できる。

【0074】さらに、トルク遷移の変化率はモータトルクの変化率で自由に制御することができる、例えば雪道等の低μ路のコーナでシフトダウンする場合は通常よりも緩やかにトルク遷移を行い、急激なエンジンブレーキが掛からないようにしてスリップ事故を防止する制御が可能である。

【0075】次に本発明の第2の実施形態について説明する。

【0076】図11は本発明の第2の実施形態におけるダウンシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャートである。図9の方法と異なるのはStep2で前段クラッチ容量を低減する代りにエンジン出力を低減することである。第1クラッチ5を解放、第2クラッチ6を締結した状態の場合は、Teの代りに低減されたエンジントルクTe dを用いて下式が成り立つ。

【0077】

$$\dots (式20)$$

$$\dots (式21)$$

$$\dots (式22)$$

◆モータ温度等により計算することができるので、エンジン制御装置52に対して許容エンジントルク情報を送信することにより、モータ変速が実現可能になる。

【0082】Step3で変速制御装置33が所定の増加率でモータトルクを増加させる。これにより第1トルクフェーズのトルク遷移が行われ、次段ギヤの入力トルクが増加し前段ギヤの入力トルクが減少する。4→3または

2→1ダウンシフトの場合、モータトルクを正の方向に増加させると、(20)式により変速ギヤ1 2または1 0の入力トルクT1が増加し、(21)式により変速ギヤ1 8または1 6の入力トルクT2が減少する。5→4または3→2ダウンシフトの場合、モータトルクを負の方向に増加させると、(24)式により変速ギヤ1 8または1 6の入力トルクT2が増加し、(23)式により変速ギヤ1 4または1 2の入力トルクT1が減少する。

【0083】Step2とStep3を繰り返すと、エンジントルクTe dが低減する一方モータトルクTmが増大するので、Tm=Te dの時点で前段ギヤトルクを0にすることができる。

【0084】前段ギヤトルクが0に近づくと、Step1で設定しておいたクラッチアクチュエータが動作して噛合いクラッチを解放する。

【0085】Step4で変速制御装置33は、噛合いクラッチアクチュエータの図示しない位置センサ或いは位置スイッチが解放位置に来たことにより、トルクフェーズの終了を判定する。前段ギヤが解放されるとエンジン回転数は変化できるようになる。

【0086】Step5で変速制御装置33がモータ回転数を低減すると、エンジン回転数が次段ギヤの入力回転数に向かって変化する。これはイナーシャフェーズと呼ばれる回転数遷移過程である。4→3または2→1ダウンシフトの場合、トルクフェーズ終了時点のモータトルクをトルクフェーズ終了時点のエンジントルクに保ったまま(Tm=Te d)モータ回転数を低減すると、第2クラッチ出力軸8の入力回転数が上がる。5→4または3→2ダウンシフトの場合、Tm=-Te dに保ったままモータ回転数を低減すると、第1クラッチ出力軸7の入力回転数が上がる。

【0087】Step6で変速制御装置33はイナーシャフェーズ終了判定を行うが、エンジン回転数が次段ギヤの入力回転数に等しくなったことにより判定する。各ギヤの入力回転数を直接検出することができない場合には、モータの回転数Nmが0になったことで判定してもよい。

【0088】Step7で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて次段クラッチ5または6を締結する。

【0089】Step8で変速制御装置33がモータトルクを低減すると共に、Step9でエンジントルク低減要求信号を元に戻していく。Step8とStep9を繰り返すと、第1クラッチ5または第2クラッチ6を伝達していたエンジントルクTe dが、反対側のクラッチに移動するいわゆるクラッチ掛け換えが行われると同時に、エンジントルクが元に戻る。

【0090】Step10で変速制御装置33は、モータトルクTmが0になったことにより第2トルクフェーズの終了を判定する。

【0091】Step11で変速制御装置33がクラッチアクチュエータを動作させて前段クラッチを解放して変速を完了する。

【0092】本実施形態によればダウンシフト時にクラッチを中間締結圧にして滑らせなくても良いので、クラッチが磨耗することなく、また摩擦係数のばらつきや経年変化による制御特性への影響がなく、安定した変速性能が得られる。

【0093】次に本発明の第3の実施形態について説明する。

【0094】図13は本発明の第3の実施形態におけるダウンシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャートである。

【0095】図11の方法と異なるのは、Step9でエンジン出力トルクを増加させる代りに、Step5のモータ回転数低減と同時にStep6でモータ出力一定制御を行うことである。Step4でトルクフェーズを終了した直後のモータ動作点は図14のH点にある。図11の方法ではエンジントルクをTe dに保ったままモータ回転数を低減したので動作点はH点からF点に移動したが、本方法ではH点を通る等出力線上を動作点が移動し、J点で復帰後のエンジントルクTeに達したらK点に向って移動することになる。

【0096】したがって例えば2→1ダウンシフトする場合の各Stepにおける動作は、図15のタイムチャートのようになる。イナーシャフェーズの前半でモータトルクおよびクラッチトルクが双曲線を描いて上昇し、後半は復帰後のエンジントルクTeを保ってモータ回転数のみ低減する。

【0097】本実施形態によれば、モータの能力を余すところなく活用して、早くエンジントルクを復帰させるので、駆動トルクの応答性が向上し運転性が改善される。

【0098】図16は本発明の第4の実施形態を示す変速機構成図である。

【0099】図3と異なるのは傘歯車31と32の間に差動歯車40を接続し、該差動歯車の第3軸をモータ30の回転子に接続してある。

【0100】このような構成にすると電動機30の固定子が回転しないので、電力の給電に際しスリッピングを用いることなく直接配線することができて構造が簡単になる。

【0101】また図3において必要な電動機トルクTmは、完全電動変速の場合にはエンジントルクと等しくTm=Teとする必要があるが、モータ出力を結合歯車46により1/kに減速すれば、必要なモータトルクはTe/kになり小型安価な高速・低トルクモータを用いることができる。

【0102】図17に示す第5の実施形態を示す変速機構成図は、差動歯車40の代わりに遊星歯車41を用い

たものである。遊星歯車41のリングギヤを第1クラッチの出力軸7に設けたモータ結合ギヤ42に接続し、サンギヤを第2クラッチ6の出力軸8に設けたモータ結合ギヤ43にアイドラー44を介して接続し、キャリアを電動機30の回転子に結合歯車46を介して接続してある。\*

$$N_c = N_s * Z_s / (Z_s + Z_r) + N_r * Z_r / (Z_s + Z_r)$$

…(式26)

リングギヤと第1クラッチ軸7の結合歯車42は反転等速結合するので $N_r = -N_1$ である。サンギヤは $(Z_r / Z_s)$ 倍の増速比で第2クラッチ軸8の結合歯車43である。これと同軸結合するので $N_s = (Z_r / Z_s) N_2$ である。\*

$$-N_m * Z_r / (Z_s + Z_r) = N_2 * Z_r / (Z_s + Z_r)$$

…(式27)

したがって $N_m = N_1 - N_2$ となり、図3と同じ動作をすることになる。

【0105】図16の方式は傘歯車を多用しているが、傘歯車は効率が悪いうえに、各軸の方向が揃っていないので機械加工性が悪いという欠点があり、本実施形態によりこれらの問題を解決することができる。

【0106】図18は本発明の第6の実施形態を示す変速機構成図である。図17と異なるのは奇数番目の変速ギヤと偶数番目の変速ギヤを交互に配列したこと、これにより出力軸21に並ぶ各段の従動ギヤを隙間なく詰めることができ、変速機の軸長を短くすることができる。モータ結合ギヤ列42～46は変速機の端に配置してある。

【0107】図19は本発明の第7の実施形態を示す変速機構成図である。図2と異なるのは、遊星歯車41およびモータ結合ギヤ列42～46を用いてモータ30の固定子を回転しない様にしたこと、スリップリングを用いることなく直接配線することができて構造が簡単になる。

【0108】以上によれば、特にダウンシフトにおいて従来不可能であったトルク遷移を、モータ容量が小さくても行うことが出来、アップシフトにおいてもモータによるトルク遷移を併用するので、クラッチの摩耗が大幅に軽減され寿命が向上すると共に、滑らかに変速することができ、運転性能を大幅に改善できる。

【0109】

【発明の効果】本発明によれば、エンジン出力に比べて大幅に小型のモータを用いることができるので経済的効果が大きい。

【図面の簡単な説明】

【図1】変速機を搭載した自動車の構成を示す概念図。

【図2】本発明の第1の実施形態における変速機構成を示す構造図。

【図3】本発明の第1の実施形態における変速機の構成を示す原理モデル。

【図4】本発明に用いる電動機制御の構成を示すブロック図。

\*る。

【0103】遊星歯車41のサンギヤの歯数を $Z_s$ 、リングギヤの歯数を $Z_r$ とすれば、一般的に遊星歯車のキャリア回転数 $N_c$ は(式26)で表される。

【0104】

※キャリアは $(Z_r / (Z_s + Z_r))$ 倍の減速比でモータと反転結合するので $N_c = -N_m * Z_r / (Z_s + Z_r)$ である。これらの関係を(26)式に代入すると

★【図5】図4の電動機制御における電動機の動作点の変化を示す電動機特性図。

【図6】完全モータ変速制御システムのソフト構成を示すフローチャート。

【図7】図6の変速制御システムにおける変速時のトルクと回転数の変化を示すタイムチャート。

20 【図8】モータ・クラッチ変速併用アップシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャート。

【図9】モータ・クラッチ変速併用ダウンシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャート。

【図10】図8および図9の変速制御システムにおける変速時のトルクと回転数の変化を示すタイムチャート。

【図11】本発明の第2の実施形態におけるダウンシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャート。

【図12】図11の変速制御システムにおける変速時のトルクと回転数の変化を示すタイムチャート。

【図13】本発明の第3の実施形態におけるダウンシフト制御システムのソフト構成を示すフローチャート。

【図14】図13のダウンシフト制御における電動機の動作点の変化を示す電動機特性図。

【図15】図13の変速制御システムにおける変速時のトルクと回転数の変化を示すタイムチャート。

【図16】本発明の第4の実施形態になる変速機構成を示す原理構成図。

【図17】本発明の第5の実施形態になる変速機構成を示す原理構成図。

40 【図18】本発明の第6の実施形態になる変速機の実際の構成を示す構成図。

【図19】本発明の第7の実施形態になる変速機の実際の構成を示す構成図。

【符号の説明】

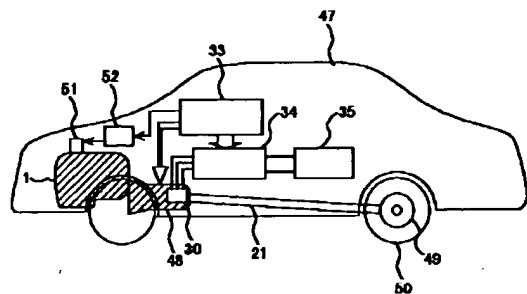
1…エンジン、5…第1クラッチ、6…第2クラッチ、7…第1クラッチ出力軸、8…第2クラッチ出力軸、11, 13, 15, 17, 19…噛合いクラッチ、10, 12, 14, 16, 18, 20…変速ギヤ、21…出力軸、26, 27, 28, 29…シフトアクチュエータ、30…電動機、33…変速制御装置、34…モータ制御

装置、35…バッテリ、36…インバータ制御装置、40…差動歯車、41…遊星歯車、42, 43, 44, 45, 46…モータ結合ギヤ、47…自動車、48…変速

機、49…デファレンシャルギヤ、50…タイヤ、51…電子制御スロットル弁、52…エンジン制御装置、53, 54…クラッチアクチュエータ。

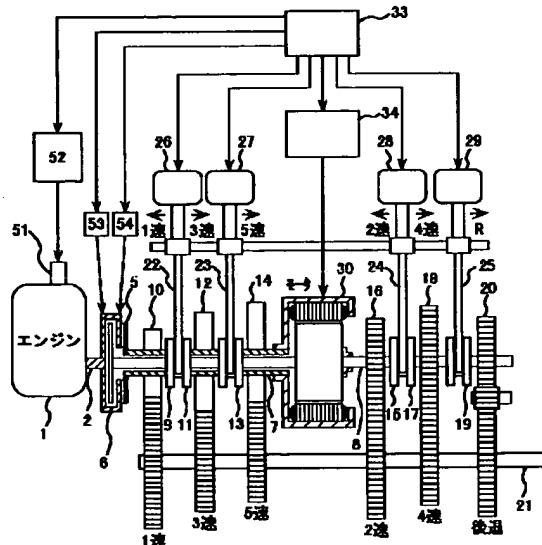
【図1】

図 1



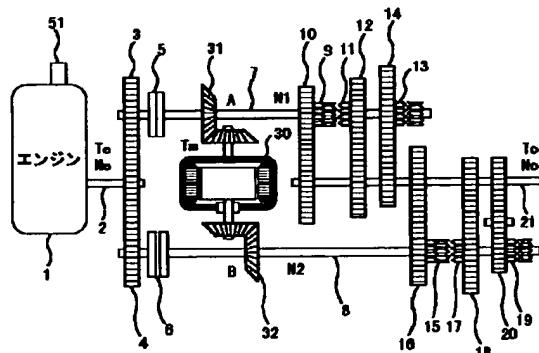
【図2】

図 2



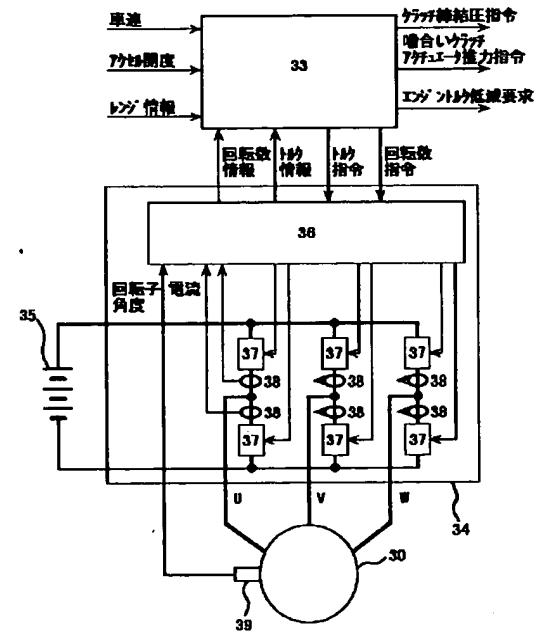
【図3】

図 3



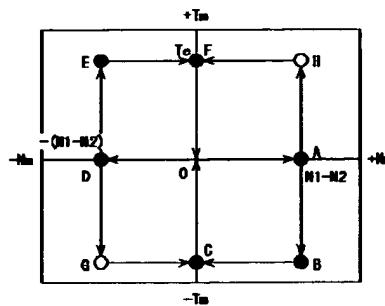
【図4】

図 4



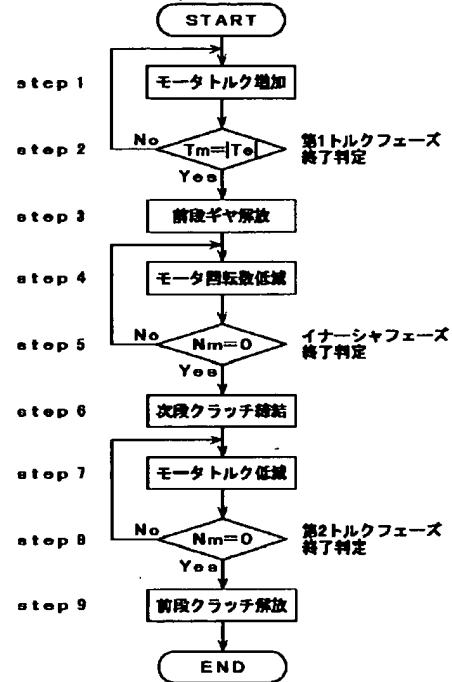
【図5】

図 5



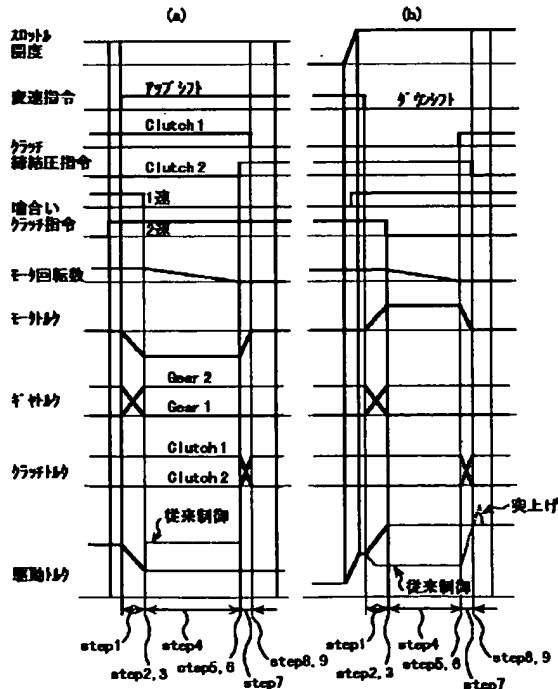
【図6】

図 6



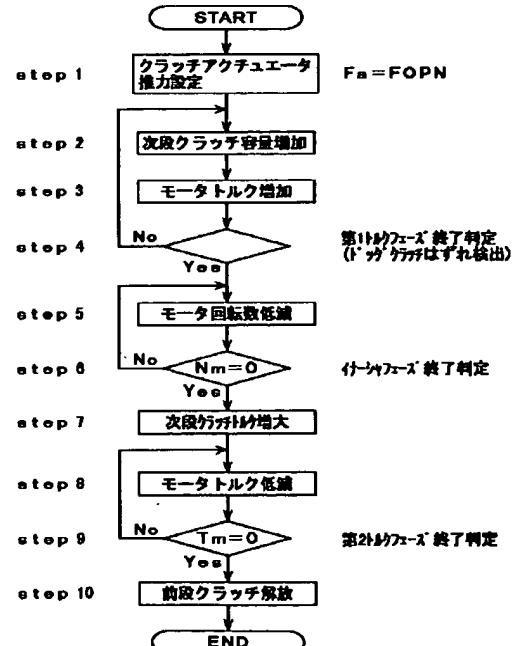
【図7】

図 7



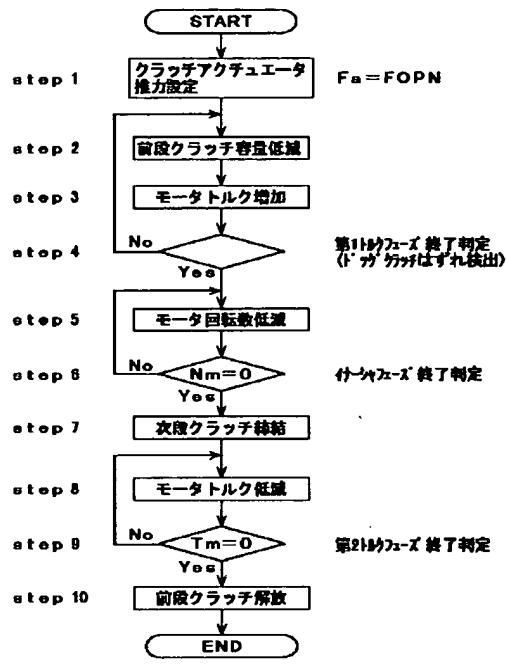
【図8】

図 8



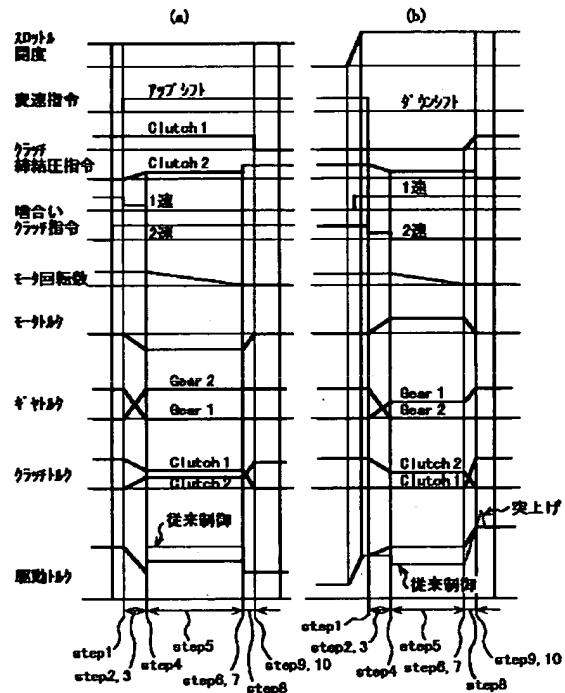
【図9】

図 9



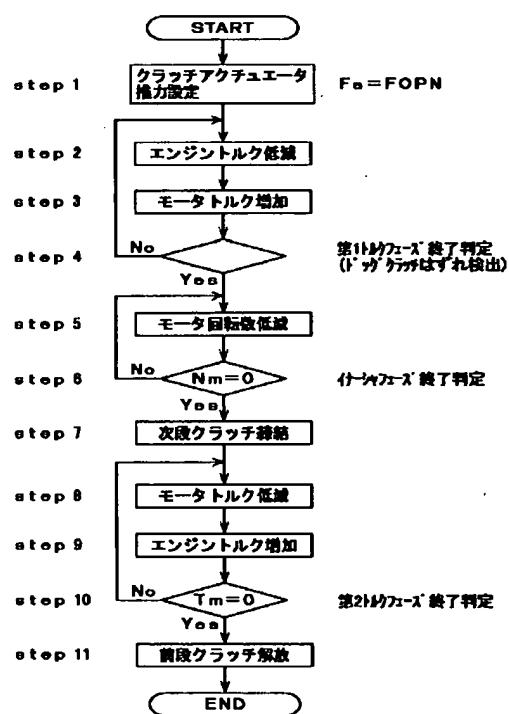
【図10】

図 10



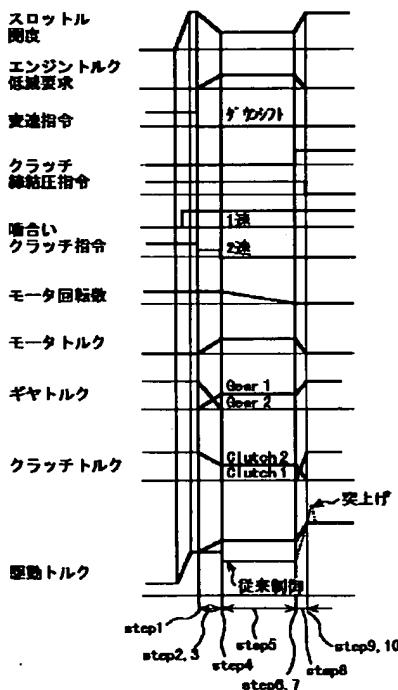
【図11】

図 11



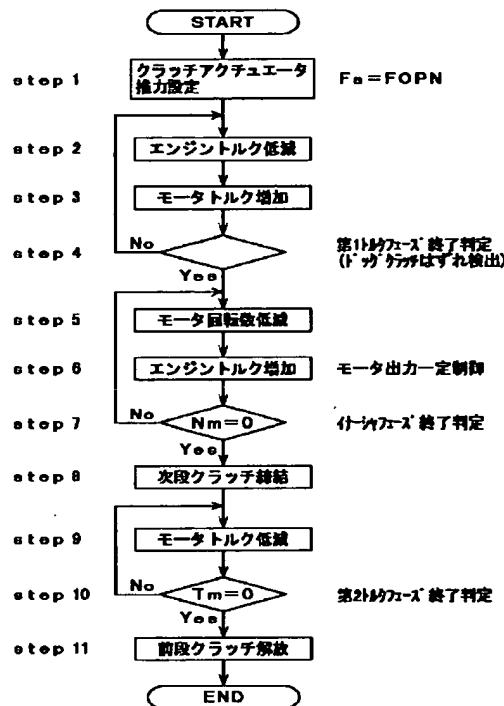
【図12】

図 12



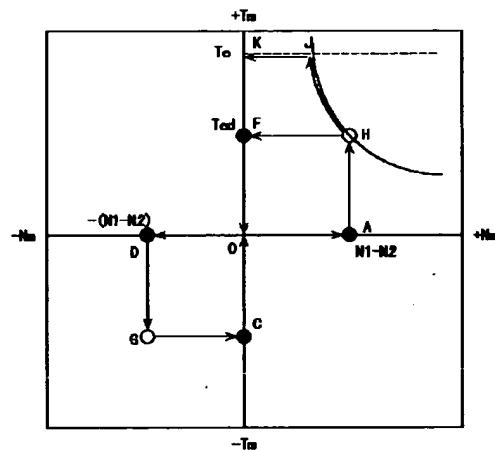
【図13】

図 13



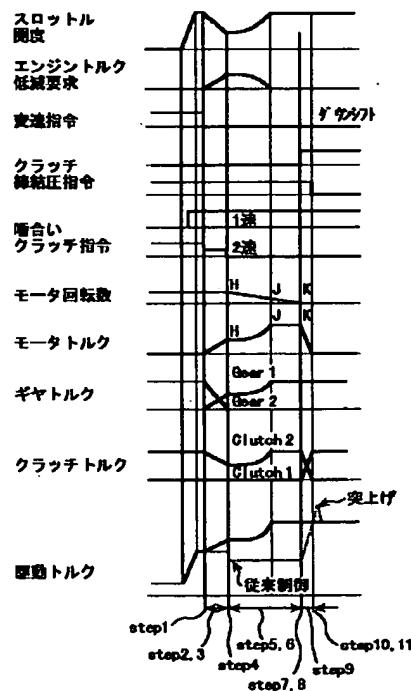
【図14】

図 14



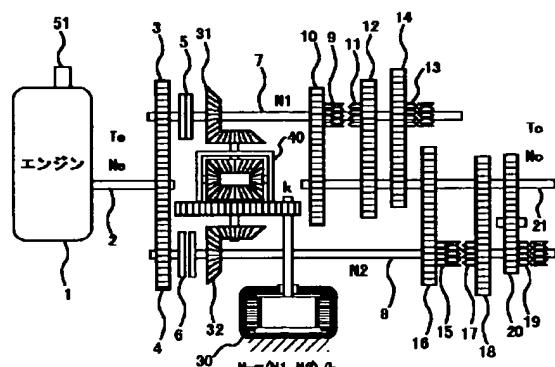
【図15】

図 15



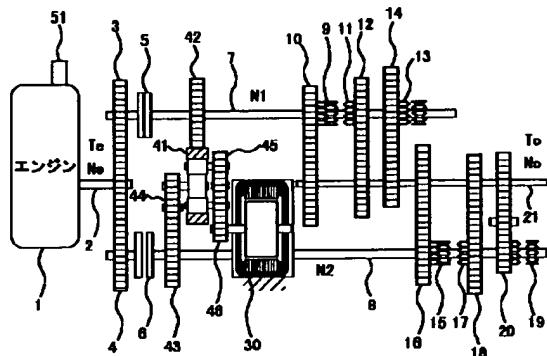
【図16】

図 16



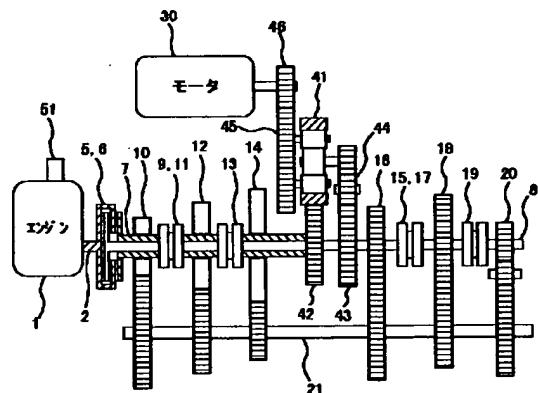
【図17】

図 17



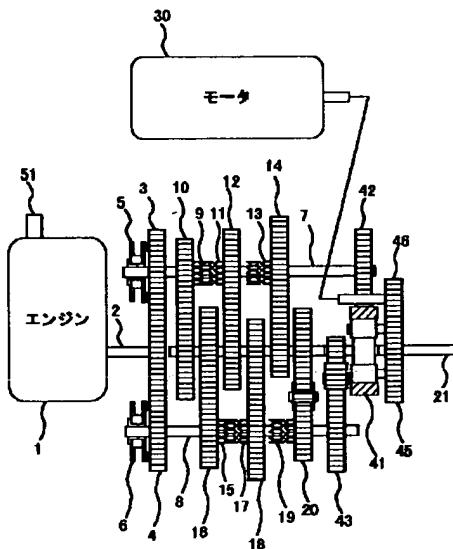
【図19】

図 19



【図18】

図 18



## フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	テマコト(参考)
B 6 0 K	41/00	B 6 0 K	41/28
	41/28	B 6 0 L	11/14
B 6 0 L	11/14		15/20
	15/20	F 0 2 D	29/00
F 0 2 D	29/00		29/02
	29/02	F 1 6 H	59:16
// F 1 6 H	59:16		59:46
	59:46		59:74
	59:74	B 6 0 K	9/00
			E

(72)発明者 坂本 博史

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株  
式会社日立製作所日立研究所内

Fターム(参考) 3D041 AA04 AA32 AA53 AB01 AC01  
AC06 AC15 AC18 AD02 AD10  
AD22 AD23 AD31 AE02 AE16  
AE31 AF01  
3G093 AA01 AA05 AA07 BA03 BA14  
BA15 BA17 CB06 CB08 DA01  
DA06 DB03 DB04 DB05 DB11  
EA02 EA09 EB01 EB03 EB08  
EC02 FA05 FA11 FA12  
3J552 MA04 MA29 NB04 NB05 NB08  
PA02 PA67 SA07 UA08 VA32W  
VA34W VC02W  
5H115 PA11 PG04 PI16 PU01 PU21  
QE08 QE10 QI04 SE08